

SIEMENS

USPTO 2002-2516 DE-GM 8624050

Federal Republic of Germany
German Patent Office

UTILITY MODEL U1

Register number: G 86 24 050

Principal class: H 02 K 5/24

Date of application: September 8, 1986

Date of making available to the public a document, on which grant
has taken place on or before the said date [Registration date]:
September 7, 1987

Date of publication in the 'Patentblatt':

August 20, 1987

Title in German of the object of the utility model:

Anlaufscheibe

Name and residence of the owner: SIEMENS AG, Berlin and München,
Germany.

THRUST WASHER

The invention pertains to a thrust washer* [*Translator's
note: Also known as thrust ring; wearing disk; guard or check
plate; butting ring, buffer disk] in accordance with the preamble
of claim 1. A thrust washer of that kind is known from the German
utility model DE-GM 19 97 150.

In the case of the arrangement, known from DE-GM 19 97 150,
an insulating, respectively attenuation member or element,
assembled out of a multiple number of disks, which is damping
different frequencies, is inserted between a shaft collar
[shoulder] and a stationary housing part, respectively bearing
part of an electric motor. According to a separate design, the
arrangement is limited on the outside by means of thrust faces or

abutment surfaces, which, e.g., are designed as steel rings, and are connected to the insulating member by gluing, vulcanization or similar.

From the German patent specification DE-PS 30 01 481, there is known another thrust washer for the limiting of the axial mobility of the rotor of a small motor. The thrust washer consists of a hollow cylinder of rubber, into which front side there is embedded a ring of hardened steel, having a thrust surface, extending in the radial direction. Both parts are vulcanized together whereby the strength of the joint between both parts should be improved as a result of the use of a bonding-agent coating in the area of the opposite contact surfaces. The anchoring between the shaft of the small motor and the thrust washer is produced out of the elastic expansion of the hollow cylinder over the course of the installation.

It is an object of the proposed invention - while a high operational reliability is preserved - to create an arrangement for the sound absorption [noise deadening] of spurious oscillations in the axial direction, which arrangement is considerably simplified as far as manufacturing and installation are concerned.

In the case of a thrust washer of the kind, mentioned at the outset, the achievement in accordance with the invention of the objective thus set is possible as a result of the characteristic features of claim 1. Advantageous embodiments of the invention are object of the subclaims, respectively.

In the case of the thrust washer in accordance with the invention, the expensive and time-consuming manufacturing-process step of a gluing or vulcanization, taking place under certain circumstances, can be dispensed with whereby as a result of the alternate possibility of a radial deviation of the wedged damping element into the clearance between the supporting arms [brackets], distributed along the circumference, due to the high contact-holding pressure between thrust washer and damping (attenuating) element as well as the partial form-fitting bead enclosure between the tangential edges of the supporting arms and the wedged attenuating or damping member [attenuator], a high strength of the joint between the parts of the thrust washer - which are to be mutually connected, and can be manufactured in a simple way - is guaranteed.

By means of the ratio of the tangential width of the supporting arms to the tangential width of the clearance, the extent of the freedom of deviation in the radial direction of the wedged attenuating element [attenuator] can be changed, and, therewith, the attenuation coefficient of the attenuator with respect to axial impacts can be varied. A distribution of the supporting arms, which is especially simple, and, in spite of this, reliable, and which also, generally speaking, satisfies the required attenuation properties, is characterized in that the supporting arms are arranged in such a way along the circumference of the thrust ring that they are offset thru 120° .

Depending on the conditions of use, a thrust ring of metal or plastic can be selected. For applications, in the case of which a particularly high resistance to abrasion (abrasion strength) of the thrust ring is required, there is provided a thrust ring of steel. for applications , which require a particularly adequate noise deadening or sound absorption, thrust rings of wear-resistant plastic are used, which - in addition to this - also provide the advantage of reduced wear and tear on the porous bearing of the small motor.

As far as an advantageous automated installation, having only few movements of the robot or manipulator, is concerned, another embodiment provides for the design of the thrust washer as a monolithic, manageable or usable, prefabricated installation part, having an attenuation element [attenuator], which is already impressed into the thrust ring.

The invention as well as other advantageous embodiments are elucidated in greater detail as follows by means of exemplified embodiments, which are diagrammatically represented in the drawing, wherein:

Fig. 1 is an axial longitudinal section of a rotor bearing assembly of a small electric motor, having a first embodiment form of a thrust washer pursuant to the invention, in accordance with the course of the section I - I, depicted in Fig. 2,

Fig. 2 is a front-side of the thrust washer, depicted in Fig. 1,

Fig. 3 is an axial longitudinal section of a rotor bearing assembly of an electric small motor, having a second embodiment form of a thrust washer in accordance with the invention, following the course of the section III - III in Fig. 4.

Fig. 4 is a front-side top view of the thrust washer, depicted in Fig. 3.

Figs. 1 and 3 show a partial section of the right bearing-end of an electric small motor. The rotor shaft 3, accommodating the rotor laminated core 7, having axially introduced rotor collar 6, is pivoted in a bearing 4, which, on its turn, is attached in a bearing bracket plate 5. In the axial clearance between the free frontal side of the rotor collar 6 and the opposite front-side of the bearing 4, a thrust washer, having a thrust ring 2 and an elastic attenuator 1, supported by the supporting arms 21 thru 23, is slipped on - with a guaranteed axial clearance - upon the rotor shaft 3.

The thrust washer, depicted in Figs. 1, 2, consists of a thrust ring 2, along whose circumference, at mutual, tangential interval, there are designed supporting arms 21, 22, 23, offset with respect to one another thru 120° , and of a disk-shaped attenuator [damping or attenuating element] 1 of an elastomeric material, which is axially impressed into the radial clearance of the overlapping supporting arms 21, 22, 23. As a result of the fact that the supporting arms of the thrust washer only partially envelop the elastic attenuating element, a deformation of the attenuating member is possible, on the one hand, and, therewith,

an adequate attenuating effect is guaranteed in the case of an axial impact, and, on the other hand, a relative motion between elastic attenuating member and thrust ring is also reliably prevented.

As shown in Fig. 3 and Fig. 4, the axially projecting supporting arms 21, 22, 23, are provided on their axial, free ends in an advantageous way with lugs [noses] 211, 221, 231, which are radially projecting inwards. As a result of the lugs 211, 221, 231, the simple impression or indentation of the attenuation member or element 1 between the supporting arms 21, 22, 23 is not considerably obstructed, on the one hand, and, on the other hand, however, it is guaranteed that in the case of particularly high values of the axial load, which - under certain circumstances - can lead to a radial deformation of the elastic attenuator 1, and, as occasion arises, to an insignificant spreading or opening of the supporting arms 21, 22, 23, the strength of the joint between attenuation member 1 and thrust washer remains preserved, and, therewith, the noise deadening [sound absorption] reliably takes place under all operational conditions. Concurrently, in the case a ruggedized operation, it is also guaranteed that when a washer in accordance with the invention is pre-installed, both parts, inserted into one another beforehand, are not again separated.

In order for the thrust washer - supported against the rotor collar 6 - to get a tight, wedge-free fit on the rotor shaft 3, the inner diameter D1 of the shaft-opening of the attenuation

member 1 is advantageously designed as smaller than the outer diameter D3 of the rotor shaft 3, and, where appropriate, the inner diameter D2 of the shaft-opening of the thrust ring 2 is designed as greater than the outer diameter D3 of the rotor shaft 3.

CLAIMS OF PROTECTION

1. Thrust washer for noise deadening (sound absorption) of spurious oscillations of axial direction on rotating shaft, in particular rotor shafts of electric small motors, having a disk-shaped, elastic attenuation member (attenuator), and an axially introduced thrust part, characterized in that in its capacity as thrust part, there is provided a thrust ring (2), having supporting arms (21, 22, 23), which are axially designed along its circumference at mutual, tangential interval, and in the sense of a squeezed seat, the elastic attenuation member (1) is arranged as axially impressed in the radial clearance of the overlapping supporting arms (21, 22, 23).

2. Thrust washer as claimed in claim 1, characterized in that the axially projecting supporting arms (21, 22, 23) are provided on their axial, free ends with lugs [noses] (211, 221, 231), which are radially projecting inwards.

3. Thrust washer as claimed in claim 1 and/or 2, characterized in that three axially projecting supporting arms (21, 22, 23) are arranged as distributed along the circumference of the thrust ring (2).

4. Thrust washer as claimed in claim 3, characterized in that the supporting arms (21, 22, 23) are arranged in such a way along the circumference of the thrust washer (2) that they are offset thru 180° with respect to one another.

5. Thrust washer as claimed in claims 1 thru 4, characterized in that the attenuating member (1) is supported in a tightly fit manner on the rotor shaft (3).

6. Thrust washer as claimed in claims 1 thru 5, characterized in that the inner diameter (D1) of the shaft opening of the elastic attenuator (1) is smaller than the outer diameter (D3) of the rotor shaft (3).

7. Thrust washer as claimed in claims 1 thru 5, characterized in that the inner diameter (D2) of the shaft opening of the thrust ring (2) is greater than the outer diameter (D3) of the rotor shaft (3).

8. Thrust washer as claimed in claims 1 thru 7, characterized in that there is provided a thrust ring of metal.

9. Thrust washer as claimed in claims 1 thru 7, characterized in that there is provided a thrust ring of plastic.

10. Thrust washer as claimed in claims 1 thru 9, characterized in that the thrust washer (2) is designed as monolithic, usable or manageable, prefabricated part, having

elastic attenuation member, which has already been inserted into the thrust ring (2).

USDoC/USPTO/Translations Branch
Translated by John M Koytcheff, MSc
USPTO Translator (GERMAN & Germanic languages)
April 26, 2002

19 BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

DEUTSCHES



PATENTAMT

12

Gebrauchsmuster

U 1

- (11) Kollennummer G 36 24 050.1
- (51) Hauptklasse H02K 5/24
- (22) Anmeldetag 08.09.86
- (47) Eintragungstag 09.07.87
- (43) Bekanntmachung
im Patentblatt 20.08.87
- (54) Bezeichnung des Gegenstandes
Anlaufscheibe
- (71) Name und Wohnsitz des Inhabers
Siemens AG, 1000 Berlin und 8000 München, DE

PTO 2002-2516

S.T.I.C. Translations Branch

00.00.00

1 Beschreibung

Anlaufscheibe

5

W Die Erfindung bezieht sich auf eine Anlaufscheibe gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1. Eine derartige Anlaufscheibe ist aus dem DE-GM 19 97 150 bekannt.

- 10 Bei der durch das DE-GM 19 97 150 bekannten Anordnung ist ein aus mehreren Scheiben unterschiedliche Frequenzen dämpfender Stoffe zusammengesetztes Dämm- bzw. Dämpfungsglied zwischen eine Wellenschulter und einem feststehenden Gehäuse- bzw. Lagerteil eines Elektromotors eingebracht. Nach einer besonderen Ausgestaltung ist die Anordnung außenseitig durch Anlaufflächen begrenzt, die z.B. als Stahlscheiben ausgebildet und mit dem Dämmglied durch Klebung, Vulkanisation oder dergleichen verbunden sind.

- 20 Durch die DE-PS 30 01 481 ist eine weitere Anlaufscheibe zur Begrenzung der axialen Beweglichkeit des Läufers eines Kleinmotors bekannt. Die Anlaufscheibe besteht aus einem Hohlzylinder aus Gummi, in dessen Stirnfläche ein Ring aus gehärtetem Stahl mit einer sich in radialer Richtung erstreckenden Anlauffläche eingebettet ist; beide Teile sind zusammenvulkanisiert, wobei die Festigkeit der Verbindung zwischen beiden Teilen durch Anwendung einer Haftmittelbeschichtung im Bereich der gegenseitigen Kontaktfläche verbessert werden soll. Die Verankerung zwischen der Welle des Kleinmotors und der Anlaufscheibe ergibt sich aus der elastischen Ausweitung des Hohlzylinders während der Montage.

- A Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es, unter Beibehaltung einer hohen Betriebssicherheit eine hinsichtlich Fertigung und Montage wesentlich vereinfachte Anordnung zur Geräuschdämpfung von Störschwingungen axialer Richtung an rotierenden Wellen zu schaffen.
- 35

2

Die Lösung dieser Aufgabe ist bei einer Anlaufscheibe der eingangs genannten Art erfindungsgemäß durch die kennzeichnenden Merkmale des Anspruchs 1 möglich; vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung sind jeweils Gegenstand der Unter-

5 ansprüche.

Bei der erfindungsgemäßen Anlaufscheibe kann auf den aufwendigen und zeitraubenden Fertigungsschritt einer u.U. unter Haftmittelbeschichtung erfolgenden Klebung bzw. Vulkanisation
10 verzichtet werden, wobei durch die radiale Ausweichmöglichkeit des eingequetschten Dämpfungsglieds in die Zwischenräume der am Umfang verteilten Haltearme aufgrund des hohen Anpreß-Hal-

15 tedrucks zwischen Anlaufring und Dämpfungsglied sowie der teilweise formschlüssigen Wulstumfassung zwischen den tangentialen Rändern der Haltearme und des gequetschten Dämpfungsglieds eine hohe Verbindungsfestigkeit zwischen den beiden einfach herstellbaren und gegenseitig zu verbindenden Teilen der Anlaufscheibe gewährleistet ist.

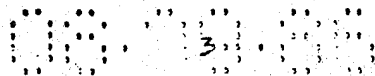
20 Durch das Verhältnis der tangentialen Breite der Haltearme zu der tangentialen Breite der Zwischenräume kann der Grad der radialen Ausweichmöglichkeit des eingequetschten Dämpfungsgliedes geändert und damit auf einfache Weise die Dämpfungskonstante des Dämpfungsgliedes gegenüber axialen Stößen variiert werden.

25 Eine besonders einfache und trotzdem sichere sowie den geforderten Dämpfungseigenschaften im allgemeinen genügende Verteilung der Haltearme ist dadurch gekennzeichnet, daß die Haltearme am Umfang des Anlaufrings um 120° gegeneinander versetzt angeordnet sind.

30 In Abhängigkeit von den Einsatzbedingungen kann ein Anlaufring aus Metall oder aus Kunststoff gewählt werden. Für Anwendungen, bei denen eine besonders hohe Abriebsfestigkeit des Anlaufrings gefordert wird, ist ein Anlaufring aus Stahl vorge-

35 sehen; für Anwendungen, die eine besonders gute Geräuschdämpfung erfordern, werden Anlaufringe aus abriebsfesten Kunststoff eingesetzt, die darüber hinaus auch den Vorteil des geringeren Verschleißes am Sinter-Lager des Kleinmotors bieten.

2



Im Sinne einer mit nur wenigen Manipulatorbewegungen vorteilhaften Automatenmontage ist nach einer weiteren Ausgestaltung vorgesehen, die Anlaufscheibe als einstückig handhabbares, vorgefertigtes Montageteil mit bereits in den Anlaufring eingedrücktem Dämpfungsglied auszubilden.

Die Erfindung sowie weitere vorteilhafte Ausgestaltungen werden im folgenden anhand schematisch dargestellter Ausführungsbeispiele in der Zeichnung näher erläutert. Darin zeigen:

Fig. 1 in einem axialen Längsschnitt eine Rotorlagerung eines Elektrokleinmotors mit einer ersten Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Anlaufscheibe gemäß Schnittverlauf I-I in Fig.2,

Fig. 2 eine stirnseitige Draufsicht auf die Anlaufscheibe gemäß Fig.1,

Fig. 3 in einem axialen Längsschnitt eine Rotorlagerung eines Elektrokleinmotors mit einer zweiten Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Anlaufscheibe gemäß

Schnittverlauf III-III in Fig.4,

Fig. 4 eine stirnseitige Draufsicht auf die Anlaufscheibe gemäß Fig.3.

Die Figuren 1 und 3 zeigen in einem Teilausschnitt das rechte Lagerende eines Elektrokleinmotors. Die das Rotorpaket 7 mit axial vorgelagerter Rotorschulter 6 aufnehmende Rotorwelle 3 ist in einem Lager 4 drehbar gelagert, das seinerseits in einem Lagerschild 5 befestigt ist. In den axialen Zwischenraum zwischen der freien Stirnseite der Rotorschulter 6 und der gegenüberliegenden Stirnseite des Lagers 4 ist mit einem gewährleisteten Axialspiel eine Anlaufscheibe mit einem Anlaufring 2 und einem von Haltearmen 21-23 gehaltenen elastischen Dämpfungsglied 1 auf die Rotorwelle 3 aufgesteckt.

Die Anlaufscheibe gemäß Fig.1,2 besteht aus einem Anlaufring 2, an dessen Umfang in gegenseitigem tangentialen Abstand, um 120° gegeneinander versetzt, Haltearme 21,22,23 angeformt sind, und aus einem scheibenförmigen Dämpfungsglied 1 aus einem,

000000
4.00

elastomeren Werkstoff, das in den radialen Zwischenraum der übergreifenden Haltearme 21,22,23 axial eingedrückt angeordnet ist. Durch das nur teilweise Umfassen des elastischen Dämpfungsgliedes durch die Haltearme des Anlaufrings ist

- 5 einerseits eine Verformung des Dämpfungsgliedes möglich und damit eine gute Dämpfungswirkung bei axialem Stoß gewährleistet sowie andererseits eine Relativbewegung zwischen elastischem Dämpfungsglied und Anlaufring mit Sicherheit verhindert.

- 10 Gemäß Fig.3 und Fig.4 sind die axial vorstehenden Haltearme 21,22,23 an ihren axial freien Enden in vorteilhafter Weise mit nach radial innen vorstehenden Nasen 211,221,231 versehen; durch die Nasen 211,221,231 wird einerseits das einfache Ein-
- 15 drücken des Dämpfungsgliedes 1 zwischen die Haltearme 21,22,23 nicht wesentlich behindert, andererseits wird jedoch sichergestellt, daß bei besonders starken axialen Druckbelastungen, die u.U. zu einer radialen Verformung des elastischen Dämpfungsgliedes 1 und gegebenenfalls zu einer geringfügigen Aufspreizung der Haltearme 21,22,23 führen können, die Verbindungsfestigkeit
- 20 zwischen Dämpfungsglied 1 und Anlaufring 2 erhalten bleibt und somit die Geräuschkämpfung unter allen Betriebsbedingungen zuverlässig erfolgt; gleichzeitig wird auch bei rauhem Betrieb gewährleistet, daß bei vormontierter erfindungsgemäßer Anlaufscheibe die beiden zuvor zusammengesteckten Teile nicht wieder
- 25 getrennt werden.

- Um einen festen verkantungsfreien, gegen die Rotorschulter 6 abgestützten Sitz der Anlaufscheibe auf der Rotorwelle 3 zu erhalten, sind in vorteilhafter Weise der Innendurchmesser D1
- 30 der Wellenöffnung des Dämpfungsgliedes 1 kleiner als der Außendurchmesser D3 der Rotorwelle 3 und gegebenenfalls der Innendurchmesser D2 der Wellenöffnung des Anlaufrings 2 größer als der Außendurchmesser D3 der Rotorwelle 3 ausgebildet.

- 35 10 Schutzansprüche
4 Figuren

00.05.88

Schutzansprüche

1. Anlaufscheibe zur Geräuschkämpfung von Störschwingungen axialer Richtung an rotierenden Wellen, insbesondere Rotorwellen von elektrischen Kleinmotoren, mit einem scheibenförmigen elastischen Dämpfungsglied und einem axial vorgelagerten Anlaufteil, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , daß als Anlaufteil ein Anlaufring (2) mit an dessen Umfang in gegenseitigem tangentialen Abstand axial angeformten Haltearmen (21;22;23) vorgesehen und das elastische Dämpfungsglied (1) im Sinne eines Quetschsitzes in dem radialen Zwischenraum der übergreifenden Haltearme (21;22;23) axial eingedrückt angeordnet ist.
2. Anlaufscheibe nach Anspruch 1, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , daß die axial vorstehenden Haltearme (21;22;23) an ihren axial freien Enden mit nach radial innen vorstehenden Nasen (211;221;231) versehen sind.
3. Anlaufscheibe nach Anspruch 1 und/oder 2, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , daß drei axial vorstehende Haltearme (21;22;23) am Umfang des Anlaufrings (2) verteilt angeordnet sind.
4. Anlaufscheibe nach Anspruch 3, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , daß die Haltearme (21;22;23) am Umfang des Anlaufrings (2) um 120° gegeneinander versetzt angeordnet sind.
5. Anlaufscheibe nach einem der Ansprüche 1 bis 4, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , daß das Dämpfungsglied (1) im Festsitz auf der Rotorwelle (3) gehalten ist.
6. Anlaufscheibe nach einem der Ansprüche 1 bis 5, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , daß der Innendurchmesser (D1) der Wellenöffnung des elastischen Dämpfungsgliedes (1) kleiner als der Außendurchmesser (D3) der Rotorwelle (3) ist.

8624050

7. Anlaufscheibe nach einem der Ansprüche 1 bis 5, da -
durch gekennzeichnet, daß der Innen-
durchmesser (D2) der Wellenöffnung des Anlaufrings (2) größer
als der Außendurchmesser (D3) der Rotorwelle (3) ist.

5

8. Anlaufscheibe nach einem der Ansprüche 1 bis 7, da -
durch gekennzeichnet, daß ein Anlauf-
ring aus Metall vorgesehen ist.

10 9. Anlaufscheibe nach einem der Ansprüche 1 bis 7, da -
durch gekennzeichnet, daß ein Anlauf-
ring aus Kunststoff vorgesehen ist.

10. Anlaufscheibe nach einem der Ansprüche 1 bis 9, da -
15 durch gekennzeichnet, daß die Anlauf-
scheibe (2) als einstückig handhabbares, vorgefertigtes Mon-
tageteil mit bereits in den Anlaufring (2) eingedrücktem
elastischen Dämpfungsglied (1) ausgebildet ist.

624.050

damping layer

00.09.85

1/1

86 6 3 3 2 1 DE

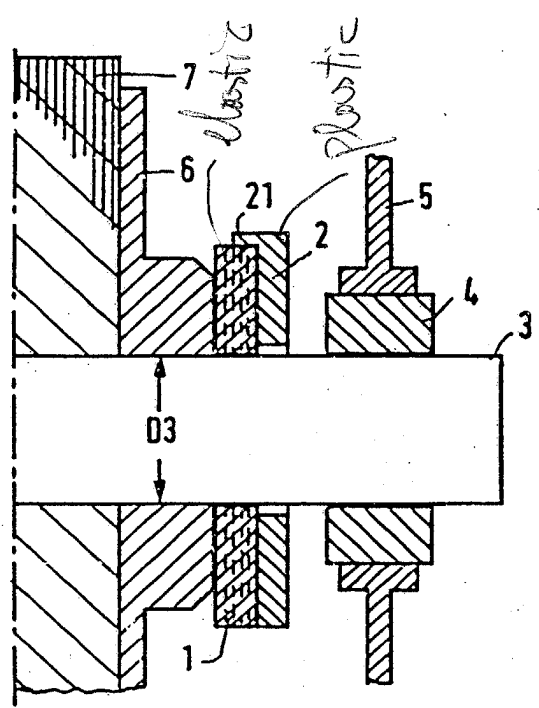


FIG 1

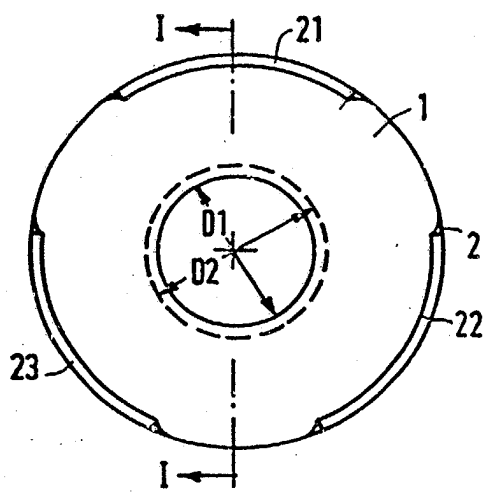


FIG 2

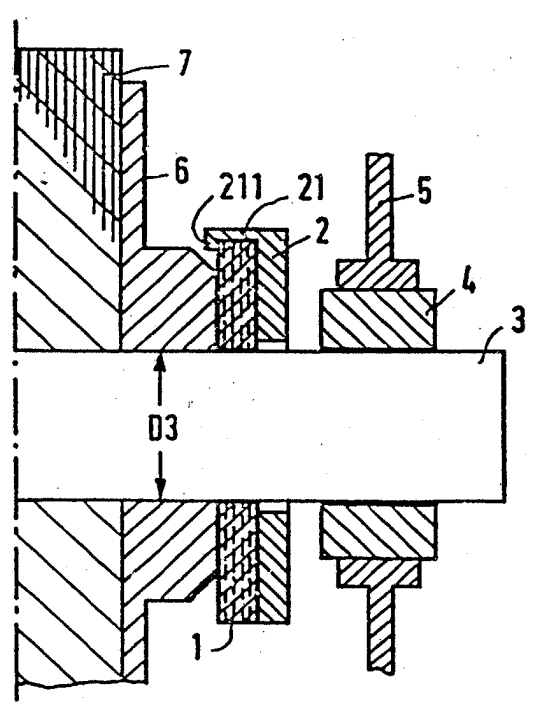


FIG 3

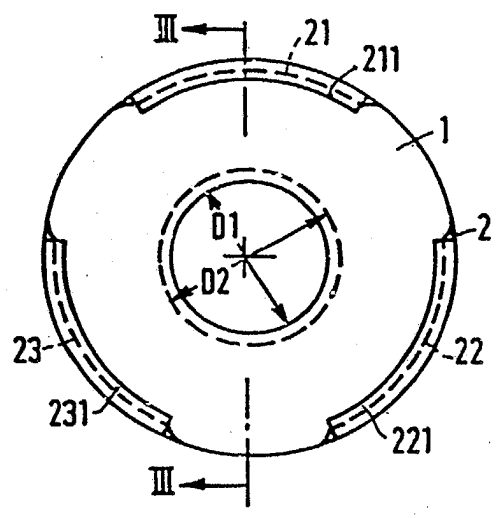


FIG 4

00.09.85